

某工場室内気流分布の模型実験と実測

宮川 保之

Experiments with Scale Models and Actual Measurements on a Space Air Distribution in a Factory

Yasuyuki Miyakawa

Abstract

In the case of air-conditioning of a larger hall, it is generally restricted to the occupied zone only in order to secure proper air distribution of the indoor occupied zone and to achieve economy of air-conditioning installations. Particularly, special consideration must be given to air distribution of the occupied zone for determination of locations, number and shapes of air outlets and inlets. Furthermore, heat loads must be calculated exactly for air-conditioning of the occupied zone only. Recently, there was an opportunity to carry out model experiments and actual measurements on a certain factory in Kobe manufacturing large precision machines. Studies on space air distribution and economy of air-conditioning installations were made through both model experiments and actual measurements.

概 要

屋内競技場、高天井工場のような大空間をもつ建築物の空調はいわゆる床から数mまでの居住空間のみを対象とすることにより居住空間の適正な空気分布を保障し、また空調設備の経済化をはかるのが一般的である。このためには各種の吹出・吸込形態に対する室内の気流分布、温度分布を知ることにより吹出・吸込口の配置、個数、形状等を適正にしなければならない。さらに設備容量の経済化をはかるため、居住空間のみの空調を行なう場合の熱負荷計算を正確に行なわなければならない。今回、神戸の某大型精密機械切削・組立工場の空調設計を行なうにあたり模型実験を行なう機会にめぐまれ、また建物竣工後の冷暖房時の実物実測も行なうことができたので、室内気流・温度分布、居住空間のみの空調時の設備容量の経済性等を模型実験、実物実測の両面から検討した。

1. 非等温吹出時の室内空気分布の相似則

1.1. 室内2点間の相似則

空調時における室内は壁面付近の境界層を除けば乱流域とみなすことができる。室内乱流域の場に大きな影響を及ぼす渦動粘性(拡散)係数 K が室の縮尺に比例すると仮定すれば室内空気の壁面付近の境界層を除く2点間の温度差に対しては相似則が成立することがかなり以前から報告されており¹⁾、またこの渦動粘性係数 K の性状に関しては $K \propto U \cdot L$ (U :速度, L :室の長さ)なる関係があることが実験的にも確かめられている³⁾。室内の壁面付近の境界層を除く乱流域での温

度・気流の相似性は流体の基礎方程式を無次元化して得られる次のような無次元数を模型と実物とで合わせれば得られる。

$$\text{乱れのレイノルズ数 } Re = \frac{U \cdot L}{K}$$

$$\text{乱れのペクレイ数 } Pe = Re \cdot Pr = \frac{U \cdot L}{K} \cdot \frac{K}{a} = \frac{U \cdot L}{a}$$

$$\text{アルキメデス数 } Ar = \frac{g \cdot \beta \cdot \theta \cdot L}{U_0^2}$$

ここに a : 渦動温度伝導率 (m^2/s), g : 重力加速度 (m/s^2), β : 熱膨脹係数 ($1/^\circ C$), θ : 吹出温度差 ($^\circ C$), U_0 : 吹出空気速度 (m/s)

ここで $K \propto U \cdot L$ より乱れのレイノルズ数は吹出速

度によらず一定となり、また空気を用いる通常の模型実験においてはプラントル数 $Pr = K/a$ がほぼ一定となるため乱れのペクレイ数 $Pe = Re \cdot Pr$ も一定となる。これより $a \propto U \cdot L$ が導かれる。結局アルキメデス数のみを合わせれば室内空気分布の相似性は保たれることになる。ただし温度に関しては吹出温度を基準に考える。アルキメデス数を模型と実物とで等しくすることにより次式が導かれる。ただし n は模型の実物に対する縮率を表わす。

$$n_L \cdot n_\theta / n_{U_0}^2 = 1 \quad \dots\dots(1)$$

これより吹出風量 (V) の縮率は

$$n_V = n_{U_0} \cdot n_L^2 = n_L^{\frac{5}{2}} \cdot n_\theta^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots(2)$$

次に内部発熱体の境界面では熱平衡式として次式が成り立つ^{1), 4)}。

$$Q = \int_S \lambda \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial N} \right) dS + \rho_{1,2} \cdot S \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot C_b \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad \dots\dots(3)$$

ここに Q; 内部発熱量 (Kcal/h), N; 発熱体表面への法線, S; 発熱体面積 (m²), $\varepsilon_1, \varepsilon_2, C_b$; 発熱体, 周壁, 完全黒体輻射常数 (Kcal/m²·h·°K⁴), λ ; 空気の熱伝導率 (Kcal/m²·h·°C), T_1, T_2 ; 発熱体, 周壁絶対温度 (°K)

いま発熱体表面での温度分布が相似になっていると仮定すると(3)式の左辺と右辺の第1項の縮率は次のようになる。

$$n_Q = n_\lambda \cdot n_\theta \cdot n_L \quad \dots\dots(4)$$

n_Q を (4)式のようにとれば(3)式の第2項の輻射の項の縮率も必然的に n_Q となる。(4)式が内部発熱の相似条件となる。ところで空気の熱伝導率 λ は

$$\lambda = a \cdot \rho \cdot C_p \quad (\rho; \text{密度}, C_p; \text{比熱})$$

前述の $a \propto U \cdot L$ より $\lambda \propto U \cdot L$ が導かれ λ の縮率は $n_\lambda = n_U \cdot n_L$ となる。これを(4)式に代入すると

$$n_Q = n_U \cdot n_\theta \cdot n_L^2 \quad \dots\dots(5)$$

この場合においては模型の周壁熱抵抗の相似条件は特に考慮しなくてもよいことになる。

1.2. 外気温基準の相似則

外気温すなわち模型実験を行なう際の実験室温度を基準とした室内温度・気流分布の相似性は前田氏によると渦動粘性係数が模型の縮尺に比例すると仮定したうえで、室内側表面より外側空気温度 (外気温, すなわち実験室室温) までの周壁熱抵抗 (r) の縮率が $n_r > 1$ の場合に実現されることが示されているが n_r の値は内部発熱量等によって異なり統一的な相似条件は示されていない¹⁾。勝田, 土屋氏においても周壁の熱抵抗の境界条件として次式を示している⁵⁾。

$$n_r = \frac{n_\alpha \cdot n_{\theta_0}}{n_U \cdot n_\theta} \left(\frac{1}{\alpha_M \cdot r_N} + n_\alpha^{-1} \right) - \frac{1}{\alpha_M r_N}$$

ただし α ; 室内側総合熱伝達率 (Kcal/m²·h·°C), θ_0 ; 室温と外気温との温度差 (°C), M, Nはそれぞれ模型と実物を表わす。

しかしながら n_α を前もって正しく推定することは不可能であり結果として n_r の決定はできないとしている。結局のところ模型周壁の熱抵抗に関する相似条件が満足されない限り外気温基準の室内空気分布の相似性は保たれないことになる。さらに、たとえ熱抵抗の境界条件が与えられてもこの条件を満足する工作性のフレキシビリティに富む模型材質を各部 (外壁, 屋根, 窓ガラス等) にわたってみつけ出すことは容易ではない。さらに周壁各部に接する実験室室温を相当外気温の形でそれぞれ与えなければならずさらに複雑になる。このようにこの方法はかなりの困難が伴いあまり実用的でないことになる。

1.3. 相似則の模型実験への適用

1.3.1. 吹出温度差による模型実験 あらかじめ建物の負荷計算を行ない空調器の吹出温度差を決定してこの吹出温度差で吹出し居住空間の代表点が設計温度になったとき、室内各部の温度分布はどのようになるか。すなわち室内2点間の温度差に対して相似則が成立することを前提とした模型実験法である。この場合においては模型における吹出速度をできるだけ大きくとって正確な実験を行なうため(1)式から吹出温度差も大きくとることが可能となる。吹出温度は任意にとり模型における吹出温度差があらかじめ決定した値になるように模型外部からの加熱, 冷却量を制御する。この方法で実験を行なった場合、測定値は相対的なものであるから得られた温度分布はきめられた吹出温度差で室内居住空間代表点がある温度になった場合の相関的な分布の意味しかもたないことになる。しかしながら居住空間の均一な温度分布が得られる理想的な吹出口配列, 吹出口形状を決定するうえではこの実験方法で十分である。空気速度分布に関しては得られた測定値を $1/n_{U_0}$ 倍すればその値は絶対的なものとなる。

1.3.2. 外気温基準の模型実験 吹出温度を適当に決定してこの吹出温度で吹出した場合、室内各部の温度・気流はどのようになるか。居住空間代表点を所定の温度にすることにより吹出風量を模型実験から決定できる。あるいは吹出風量を適当に決定して同様に室内設定点を所定の温度にすることにより吹出温度を決定することもできる。いずれにしても室内冷暖房負荷を模型実験から知ることができる。居住空間のみの空

調計画の際の冷暖房負荷計算が正確に出来ない現在、期待される模型実験法である。この方法によれば測定値は外気温を基準とする絶対的な値となる。吹出温度差は模型と実物とで等しくなっているととして $n_0=1$ とする。貫流による模型内への流入熱は1.2.にも述べたように模型周壁の熱抵抗の境界条件が正確に与えられないので正確には相似にできない。たとえ熱伝達率 n_α を仮定してもこの方法での実験は模型製作、実験とも多くの困難が伴ないある程度の誤差が予想される。

以上に述べたように2通りの実験方法があり、居住空間のみの空調時の冷暖房負荷を知るためには1.3.2の外気温基準の模型実験が最良であったが n_α を仮定して行なう実験の精度が不明であるため模型実験だけで冷暖房負荷を推定することが多分に危険であった事、模型製作が容易ではない事等によって今回の模型実験の大筋は1.3.1の吹出温度差による方法によった。

2. 工場概要

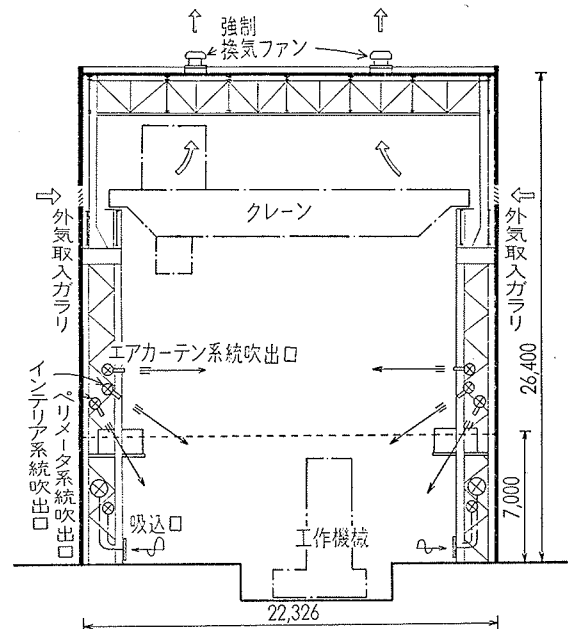
本建物は大型精密機械の切削・組立工場である。構造は鉄骨造であり外壁、屋根にはALC板を用いている。建物平面を図一1に示す。空調は床から7mまでの作業空間のみに限定したが、高度の工作精度の必要性からこの作業空間の温度条件は設定温度に対して、 $\pm 1.0^\circ\text{C}$ の範囲にとどめるよう要求された。このため図一2の工場断面図に示すように吹出系統を3系統に分けた。吹出口は図一3に示すように特殊誘引型吹出口(吹出断面は細長いスリット状)を使用している。吹出口諸元を表一1に示す。なお総風量は146000CMHである。上部大空間にこもる熱の換気方式は本工場

では油塵が上部空間にほとんど舞い上がらないため夏季のみ外壁上部ガラリより外気を取り入れこれを天井面の強制ルーフファンで換気している。

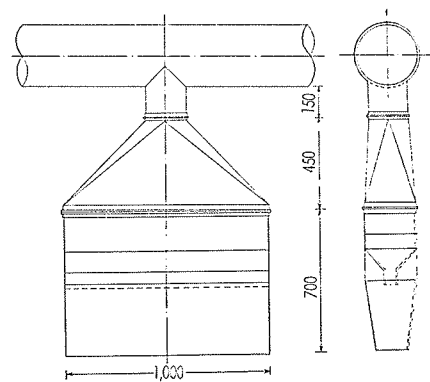
3. 模型実験

本工場は各スパンとも吹出・吸込口の配置がほぼ同じであるので工場全体10スパンのうち⑨~⑩通りの2スパンを模型としてとり出した。この結果、模型の縮率は1/10となった。

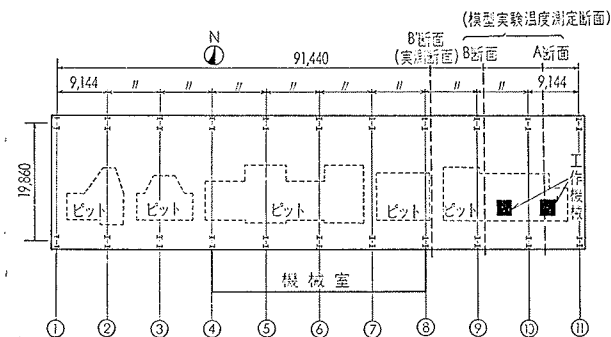
温度測定断面は図一1に破線で示した2断面とした。



図一2 工場断面図



図一3 吹出口詳細



図一1 工場平面図

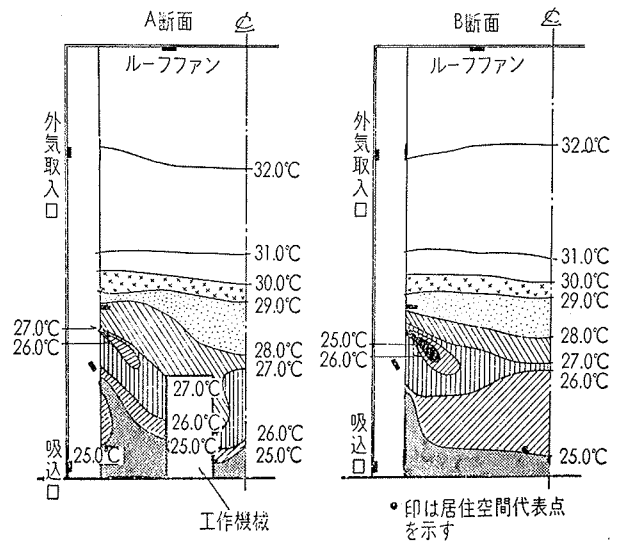
吹出口系統	一次吹出空気量 (CMH)	一次吹出速度 (m/s)	二次吹出空気量 (CMH)	二次吹出速度 (m/s)	誘引比	冷房時一次吹出温度差(°C)	暖房時一次吹出温度差(°C)	二次吹出口断面形状(mm)
エアカーテン系統	375	10.41	1125	2.40	2.00	8~10		1000×130
インテリア系統	1220	6.77	2562	4.18	1.10	8~10	6~8	1000×170
ペリメータ系統	610	4.86	1525	2.73	1.50	8~10	6~8	1000×155

表一1 吹出口諸元

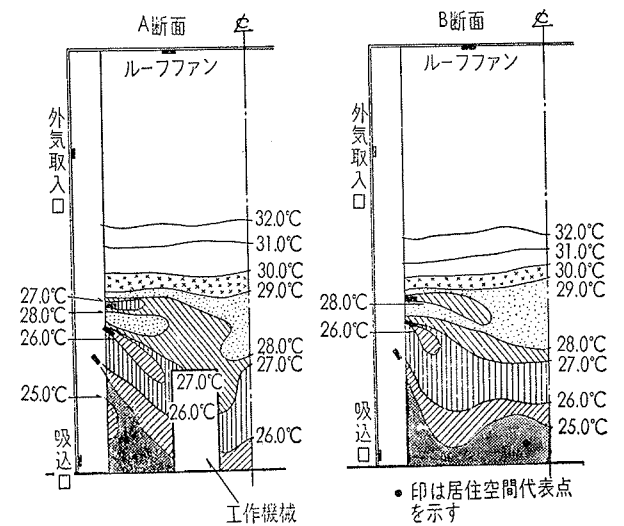
なお温度分布は断面的には左右対称になると考えられたので片半分のみ測定した。また⑨～⑪通りの内部機械発熱（実物で 61000 Kcal/h）はニクロム線により再現した。模型実験から推定した冷房時の温度分布を図一4、5に暖房時の温度分布を図一6に示す。上部外気取入ガラーより流入する外気温は 32°C とした。図一4、5のどちらの場合も床から 7m までの居住空間の温度分布はほぼ 2°C 以内におさまっている。ただ工作機械の周辺では多少温度分布がみだれる傾向にある。上部空間の温度は内部機械発熱がない時の方が多少高くなっているがこれは吹出温度差がどちらも 10°C であるため内部機械発熱のない場合はそれだけ外部からの侵入熱が多いためである。図一6の暖房時の温度分布についても居住空間はほぼ 1°C の範囲におさまっている。また通常の温風暖房では上下でかなりの温度差が生じるわけであるが、今回の場合、上部大空間と居住空間とでほぼ同じ温度であることから、暖気の上昇がかなり押さえられており居住空間のみの暖房が成功していることがわかる。なお暖房時には、エアカーテン系統は室内のリターン空気を吹出しており、上部の外気取入ガラー、ルーフファンとも密閉停止している。

4. 実物実測と模型実験との比較検討

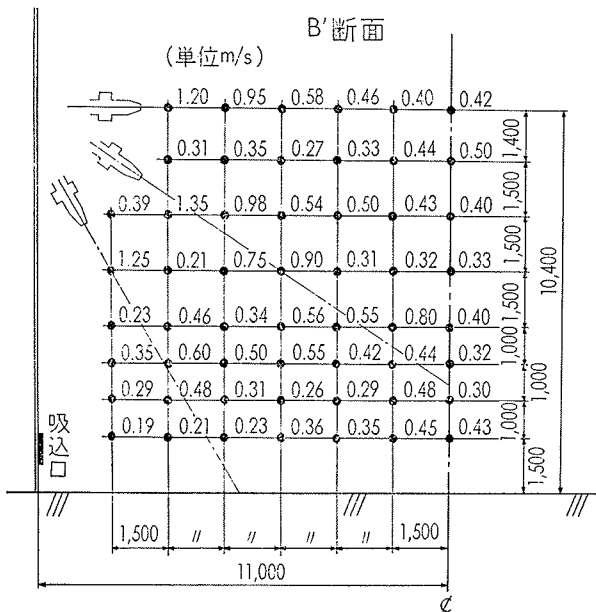
建物竣工後の実物実測を昭和 47 年 4 月（等温時）、8 月（冷房時）、昭和48年 3 月（暖房時）に行なった。等温時における居住空間空気速度分布を図一7に示す。冷暖房時においてB断面における実測温度分布を模型



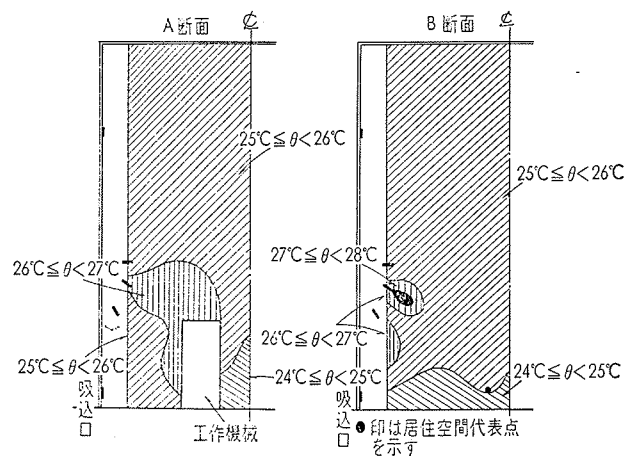
図一4 冷房時温度分布
(内部機械発熱100% 吹出温度差10°C)



図一5 冷房時温度分布
(内部機械発熱なし 吹出温度差10°C)



図一7 居住空間における空気速度分布（等温時）



図一6 暖房時温度分布
(内部機械発熱100% 吹出温度差 8°C)

実験と比較して図一8, 9に示す。各点につき温度が二重に示されているが上段が実測値であり下段が模型実験値である。両者を比較する場合、吹出温度差が異なる場合には模型実験値を次式で換算した。

$$t_x = (t_a - t_b) \times 1/n_\theta + t_c$$

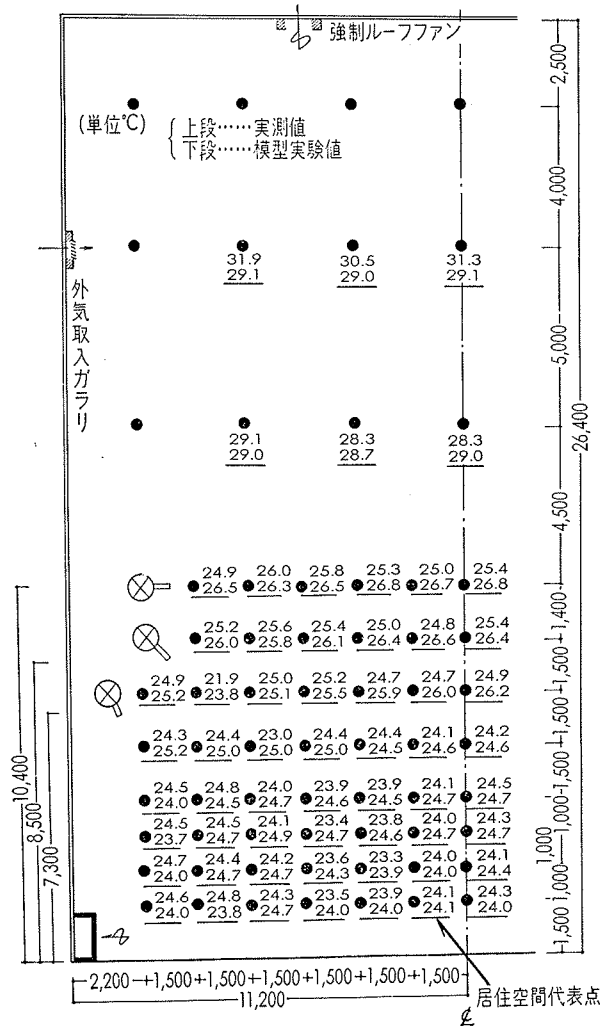
ここに n_θ : 模型の実物に対する吹出温度差の縮率,
 t_a : 模型実験におけるある点の温度, t_b, t_c : 模型実験,
 実物における吹出温度, t_x : 実測と比較するための模型実験におけるある点の温度の換算値

図より明らかなように両者の値は大変良く一致しており模型実験による誤差は数%以内におさまっている。

参考文献

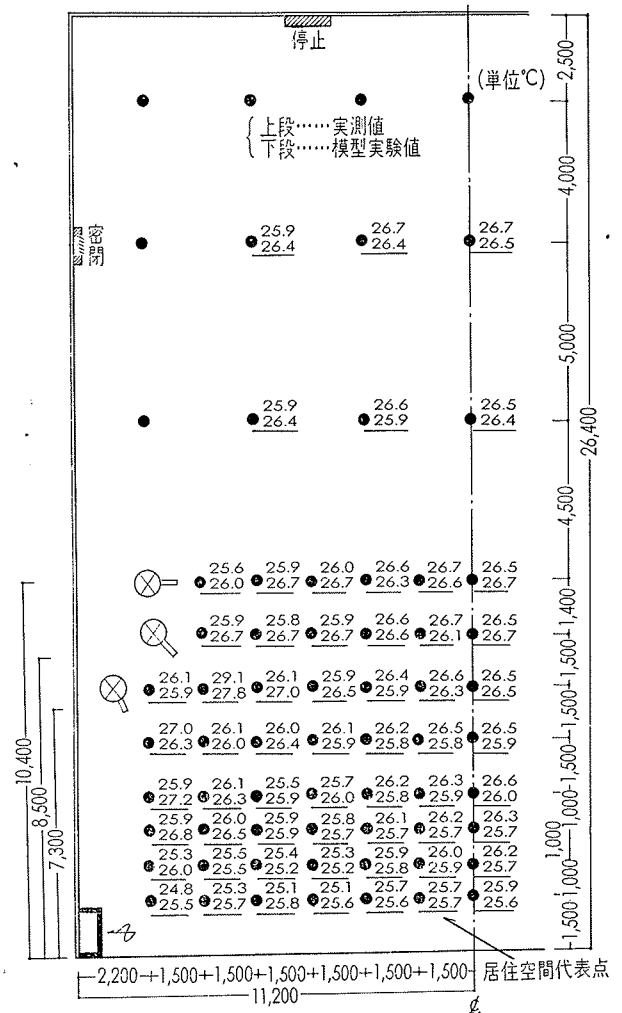
- 1) 前田, 石黒, 松本; 室内の熱対流の近似相似則, 建築学会論文報告集, 昭和34年10月

- 2) 前田, 石黒: 強制換気のある室の熱対流の近似相似則, 建築学会論文報告集, 昭和35年10月
- 3) 土屋, 勝田, 寺沢: 室内空気の渦動粘性係数について, 建築学会大会論文要旨集, 昭和44年8月
- 4) 勝田, 土屋, 市川, 正田: 集会室内の空気分布に関する実測および模型実験, 東大生研研究第21巻, 10号
- 5) 勝田, 土屋: 室内空気分布の模型実験法について, 建築学会関東支部第38回論文報告集
- 6) Baturin: Lüftungsanlagen Für Industriebauten.
- 7) H. Brockmeyer: Die Strahlüftung der Olympiasporthalle, Gesundheits-Ingenieur, Heft 6, 1972
- 8) 宮川: 大空間建築の気流分布の模型実験と実測, 建築学会大会論文要旨集, 昭和47年10月



図一8 冷房時における実物実測と模型実験との比較

(一次吹出温度差 7.4°C
 上部換気ファン運転, 内部機械発熱有)



図一9 暖房時における実物実測と模型実験との比較

(一次吹出温度差 6.5°C
 上部換気ファン停止, 内部機械発熱有)